

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-349632

(43)Date of publication of application : 04.12.2002

(51)Int.CI.

F16F 15/02  
B60K 5/04  
// F16F 13/08

(21)Application number : 2001-160608

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 29.05.2001

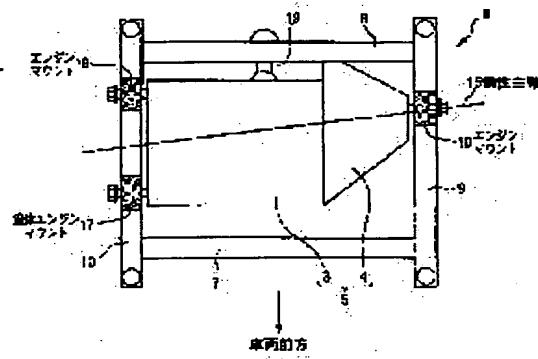
(72)Inventor : HAMABE TSUTOMU  
AKAMATSU HIROMICHI  
MURAKAMI KAZUSHI  
HASEGAWA AKIHIKO

## (54) ENGINE-MOUNTING DEVICE

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To restrain a confined sound produced in a compartment by restraining the resonance vibration of a sub frame or a vehicle body which is arranged with an engine mount.

**SOLUTION:** An engine mount device 16 is arranged at a position that supports the sub frame 6 on a side member in the vehicle body and intersects with a main inertial axis 15 of a power unit 5 in a left hand frame member 9 of the sub frame 6. A fluid engine mount 17 and the engine mount 18 are arranged at positions that sandwiches the main inertial axis 15 in the other right hand frame member 10. The engine mounts 16, 18 is set so that the transmitted phase is a phase identical to the vibrational input from the power unit 5, regardless of the frequency; and the fluid engine mount 17 is so set that peak of phase characteristic is equal at balance resonance frequency  $f_B$  of the sub frame 6 and is so set that the transmitted phase is of opposite phase with respect to the vibrational input from the power unit 5, within the region of the balanced resonance frequency.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-349632

(P2002-349632A)

(43) 公開日 平成14年12月4日(2002.12.4)

(51) Int. C.I.  
F 16 F 15/02  
B 60 K 5/04  
// F 16 F 13/08

識別記号

F I  
F 16 F 15/02  
B 60 K 5/04  
F 16 F 13/00

620  
B 3D035  
E 3J047  
B 3J048

テーマコード\*(参考)

審査請求 未請求 請求項の数 4

OL

(全11頁)

(21) 出願番号 特願2001-160608(P2001-160608)  
(22) 出願日 平成13年5月29日(2001.5.29)

(71) 出願人 000003997  
日産自動車株式会社  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
(72) 発明者 浜辺 勉  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内  
(72) 発明者 赤松 博道  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内  
(74) 代理人 100066980  
弁理士 森 哲也 (外2名)

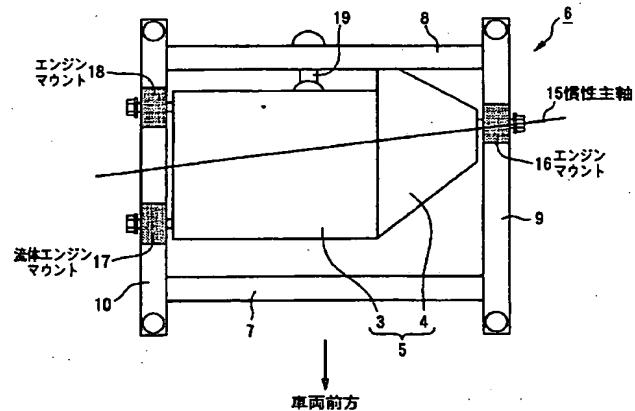
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】エンジンマウント装置

(57) 【要約】

【課題】 エンジンマウントを配置しているサブフレーム又は車体のフレーム共振を抑制して、車室内に発生するこもり音を抑制する。

【解決手段】 車体のサイドメンバーにサブフレーム6を支持し、サブフレーム6の左側フレーム部材9におけるパワーユニット5の慣性主軸15と交差する位置にエンジンマウント16を設置し、他方の右側フレーム部材10における慣性主軸15を挟む位置に流体エンジンマウント17及びエンジンマウント18を配設する。エンジンマウント16及び18は伝達位相が周波数に係わらず伝達位相がパワーユニット5からの振動入力に対して同位相となるように設定され、流体エンジンマウント17は、位相特性のピークがサブフレーム6のバウンス共振周波数  $f_B$  となるように設定され、このバウンス共振周波数域で伝達位相がパワーユニット5からの振動入力に対して逆位相となるように設定されている。



**【特許請求の範囲】**

**【請求項1】** 横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、車体に支持されたサブフレーム上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々エンジンマウントを配置し、前後のエンジンマウントの何れか一方を位相最大変化周波数を前記サブフレームのバウンス共振周波数域に調整した流体エンジンマウントで構成したことを特徴とするエンジンマウント装置。

**【請求項2】** 横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、車体に支持されたサブフレーム上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々の流体エンジンマウントを配設し、一方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を前記サブフレームのバウンス共振周波数域に調整し、他方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を前記サブフレームのロール共振周波数域に調整するようにしたことを特徴とするエンジンマウント装置。

**【請求項3】** 横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、エンジンを支持する車体上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々エンジンマウントを配置し、前後のエンジンマウントの何れか一方を位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数域に調整した流体マウントで構成したことを特徴とするエンジンマウント装置。

**【請求項4】** 横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、エンジンを支持する車体上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々流体エンジンマウントを配設し、一方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数の内の1つの周波数域に調整し、他方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数の内の別の周波数域に調整するようにしたことを特徴とするエンジンマウント装置。

**【発明の詳細な説明】****【0001】**

**【発明の属する技術分野】** 本発明は、車体又は車体に支持されたサブフレームに横置きエンジンを支持する流体エンジンマウントを形成した場合に、エンジンマウント流体共振特性を調整して車室内のこもり音を低減することができるエンジンマウント装置に関する。

**【0002】**

**【従来の技術】** 従来のエンジンマウント装置としては、例えば特開平9-123770号公報（以下、第1従来例と称す）及び特開平9-240291号公報（以下、第2従来例と称す）に記載されているものが知られている。第1従来例には、エンジンとこのエンジンに装着されるトランスマッisionとを車両の進行方向に対して横置き状態に搭載させる際に車体間にマウント部を介設するエンジンマウントシステムにおいて、エンジンとトラ

ンスマッisionとの重心を通過する慣性主軸と鉛直線とを含む平面を形成し、マウント部を3個以上とするとともに全てのマウント部を少なくとも平面近傍に位置させるようにしたエンジンマウントシステムが記載されている。

**【0003】** 第2従来例には、パワートレインを支持する井桁上のサブサイドメンバを有し、このサブサイドメンバを構成する右側及び左側サブサイドメンバに折れ曲がりを容易にする弯曲部を形成し、これら弯曲部にパワートレインの自重を支持する第1及び第2のエンジンマウントを載置し、パワートレインの上側に上下方向に所定以上の荷重が作用した際に、パワートレインを解放する第3エンジンマウントを配設するようにしたパワートレインの支持装置が記載されている。

**【0004】**

**【発明が解決しようとする課題】** しかしながら、上記第1従来例にあっては、エンジンマウントをエンジンの慣性主軸を挟んで上下方向に配した構成を有するので、アイドル振動であるエンジンロール方向の燃焼加振力については、エンジン慣性主軸を挟むエンジンマウントで逆位相入力となり、上下2点間距離が近いためキャンセルされるが、走行時のエンジン慣性加振力である上下方向の加振力については上下両エンジンマウントから車体に入力され、所謂エンジン慣性加振力によるこもり音を発生させてしまうという未解決の課題がある。

**【0005】** また、第2従来例にあっては、衝突時にエンジン落下するクラッシュブルゾーンを得るためにサブフレームにエンジンマウントを配置し、衝突時にサブフレームを折り曲げて、エンジンを下方向に移動させ、さらなるクラッシュブルゾーンを得る構成となっているが、エンジンの上下振動が、サブフレームのバウンスなどのサブフレーム共振を誘発させ、車室内にこもり音を発生させ、乗員に不快感を与えてしまうという未解決の課題がある。

**【0006】** そこで、本発明は、上記従来例の未解決の課題に着目してなされたものであり、エンジンマウントを配置しているサブフレーム又は車体のフレーム共振を抑制して、車室内に発生するこもり音を抑制することができるエンジンマウント装置を提供することを目的としている。

**【0007】**

**【課題を解決するための手段】** 上記目的を達成するため、請求項1に係るエンジンマウント装置は、横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、車体に支持されたサブフレーム上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々エンジンマウントを配置し、前後のエンジンマウントの何れか一方を位相最大変化周波数を前記サブフレームのバウンス共振周波数域に調整した流体エンジンマウントで構成したことを特徴としている。

【0008】また、請求項2に係るエンジンマウント装置は、横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、車体に支持されたサブフレーム上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々の流体エンジンマウントを配設し、一方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を前記サブフレームのバウンス共振周波数域に調整し、他方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を前記サブフレームのロール共振周波数域に調整するようにしたことを特徴としている。

【0009】さらに、請求項3に係るエンジンマウント装置は、横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、エンジンを支持する車体上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々エンジンマウントを配置し、前後のエンジンマウントの何れか一方を位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数域に調整した流体マウントで構成したことを特徴としている。

【0010】さらにまた、請求項4に係るエンジンマウント装置は、横置きエンジン搭載車両のエンジンマウント装置において、エンジンを支持する車体上におけるエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々流体エンジンマウントを配設し、一方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数の内の1つの周波数域に調整し、他方の流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数の内の別の周波数域に調整するようにしたことを特徴としている。

#### 【0011】

【発明の効果】請求項1に係るエンジンマウント装置によれば、サブフレームのエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々配設したエンジンマウントの一方を位相最大変化周波数を前記サブフレームのバウンス共振周波数域に調整した流体エンジンマウントで構成したので、エンジンのアイドリング時にエンジン慣性主軸を挟むエンジンマウント及び流体エンジンマウントに対するエンジンからの加振入力が逆位相となるので、エンジンマウントが比較的近い位置にあるので、逆位相の加振入力が互いにキャンセルされ、また走行時にエンジン振動が慣性加振力領域となって、サブフレームがバウンス状態となると、流体エンジンマウントの伝達位相が他方のエンジンマウントの伝達位相の逆相となることにより、サブフレームのバウンス共振を励起しにくくなり、こもり音の発生を抑制することができるという効果が得られる。

【0012】また、請求項2に係るエンジンマウント装置によれば、サブフレームのエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々配設した流体エンジンマウントの一方の位相最大変化周波数をサブフレームのバウンス共振周波数域に調整し、他方の位相最大変化周波数をサブフレームのロール共振周波数域に調整するようにしたので、請求項1に係る発明の効果に加えて、バウンス共振周波数を

越えてロール共振周波数域に達すると一方の流体エンジンマウントの伝達位相がエンジン入力と同位相に復帰する一方、他方の流体エンジンマウントの伝達位相がエンジン入力と逆位相となることにより、ロール共振を励起しにくくなり、さらにロール共振周波数域を越えてピッチング共振周波数域に達すると両流体エンジンマウントがエンジン入力と同位相となることにより、ピッチ共振を励起しにくくなり、バウンス共振周波数域、ロール共振周波数域及びピッチ共振周波数域で夫々車室内のこもり音の発生を低減させることができるという効果が得られる。

【0013】さらに、請求項3に係るエンジンマウント装置によれば、エンジンを支持する車体のエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々配設したエンジンマウントの一方を位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数域に調整した流体エンジンマウントで構成したので、流体エンジンマウントの位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数の何れかの領域に調整することにより、エンジンからの加振入力が逆位相となるので、その車体共振を抑制してこもり音を低減させることができるという効果が得られる。

【0014】さらにまた、請求項4に係るエンジンマウント装置によれば、車体のエンジン慣性主軸を挟む前後位置に夫々配設した流体エンジンマウントの一方の位相最大変化周波数を車室内のこもり音の要因となる車体の共振周波数の何れかの領域に調整することにより、エンジンからの加振入力が逆位相となるため、共振の双方を抑制してこもり音を低減させることができるという効果が得られる。

#### 【0015】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面について説明する。図1は本発明の第1の実施形態を示す概略側面図であり、図中、1はエンジン横置きの前輪駆動形式の自動車の車体であって、この車体1の下部にサイドメンバー2が配設され、このサイドメンバー2のエンジンルームに対応する位置にエンジン3及び変速機4で構成されるパワーユニット5を搭載するサブフレーム6が支持されている。

【0016】サブフレーム6は、図2及び図3に模式的に示すように、前側フレーム部材7と、この前側フレーム部材7に対して所定間隔離間した後側フレーム部材8と、前側フレーム7及び後側フレーム部材8の左右両端を個別に連結する夫々前後方向に延長する左側フレーム部材9及び右側フレーム部材10とでこもり音を発生し易い井桁状に構成されている。

#### 【0017】

そして、サブフレーム4はその4隅における前側に前側弾性体11L、11Rが、後側に後側弾性

体12L, 12Rが夫々装着され、これら前側弹性体1L, 11R及び後側弹性12L, 12Rを図1に示すようにサイドメンバー2に形成された取付部13及び14に取付けることにより、サイドメンバー2に支持されている。

【0018】さらに、サブフレーム6を構成する左側フレーム部材9には、図3に示すように、パワーユニット5の慣性主軸15と交差する位置に通常のゴムブッシュ等で構成されるエンジンマウント16が配設され、サブフレーム6を構成する右側フレーム部材10には、前記慣性主軸15を挟んで近接する位置に伝達位相特性を調整可能な流体エンジンマウント17と通常のゴムブッシュ等で構成されるエンジンマウント18とが配設されている。そして、エンジンマウント16に変速機4の左側面が、流体エンジンマウント17及びエンジンマウント18にエンジン3の右側面が夫々支持され、さらにエンジン3のケース体と後側フレーム部材8との間にトルクロッド19が配設されている。

【0019】このようにサブフレーム6でエンジン3及び変速機4で構成されるパワーユニット5を支持する場合には、サブフレーム6に6個の剛体モード共振が発生する。その中でも最も車体に入力される感度が高く、車室内へこもり音となって乗員に不快感を与える恐れのある共振が、図4(a)に示すサブフレーム6が上下方向に平行移動するバウンス共振モード、図4(b)に示す車両左右方向のピッチ軸を中心として回動するピッチ共振モード及び図4(c)に示す車両前後方向のロール軸を中心として回動するロール共振モードの3つである。これらの共振モードは、殆どの場合、周波数の低い方からバウンス共振モード、ロール共振モード及びピッチ共振モードの順に並んでいる。

【0020】また、エンジン3の振動は、アイドリング時は燃焼加振力が発生し、エンジン3を略前述の慣性主軸15周りに回転させる振動になるが、走行時のような高回転になると、慣性加振力が大きくなり、上下方向の振動が主になる。そこで、右側フレーム部材10上に慣性主軸15を挟んで配設されたエンジンマウント内の一方を流体共振を持つ流体インシュレータで構成される流体エンジンマウント17とし、その共振付近では伝達位相特性が大きく変化し、振動入力に対して出力の位相が逆位相側となるように設定されている。

【0021】すなわち、流体エンジンマウント17は、図5(a)に示すように、位相特性の逆位相側となるピークがサブフレーム6のバウンス共振周波数 $f_B$ で現れ、他の周波数域で $0^\circ$ に近い同位相となるようにチューニングされていると共に、絶対バネ特性も図5(b)に示すようにバウンス共振周波数 $f_B$ で低バネ特性から高バネ特性に変化するようにチューニングされ、他方のエンジンマウント18は、図5(a)に示すように、位相特性が周波数にかかわらず略 $0^\circ$ に近い一定値

に設定されていると共に、絶対バネ特性も図5(b)に示すように周波数にかかわらず一定の低バネ特性バネ特性に設定されされている。

【0022】このため、サブフレーム6がバウンス共振する場合に、流体エンジンマウント17の位相特性は逆位相側になり、エンジンマウント18では同位相を維持する。次に、サブフレーム6のロール共振付近では、流体エンジンマウント17ではもう共振を過ぎており、位相特性は同位相側に復帰する。また、サブフレームバウンス共振での流体共振より十分低い周波数では、流体エンジンマウント17及びエンジンマウント18はバネ定数、位相特性ともに略等しくなっており、さらに流体共振より十分高いサブフレームロール共振付近でも、流体エンジンマウント17及びエンジンマウント18の位相特性は略等しいが、絶対バネ特性は流体エンジンマウント17がエンジンマウント18より大きな値となっている。

【0023】次に、上記第1の実施形態の動作を説明する。今、エンジン3がアイドリング状態にあるときは、燃焼加振力によってエンジン3を慣性主軸15周りに回転させる振動が発生するので、図6に示すように、流体エンジンマウント17及び18に対して互いに逆相のエンジン振動入力が与えられる。このときの振動周波数は $20\sim25\text{ Hz}$ 程度であり、サブフレームバウンス共振周波数 $f_B$ より低い周波数であるので、両流体エンジンマウント17及び18は図6に示すように同位相の伝達特性となり、サブフレーム6には近接する流体エンジンマウント17及び18で互いに逆方向の力が作用するので、両者がキャンセルされて、サブフレーム6の振動が抑制される。

【0024】このアイドリング状態から車両を発進させて走行を開始させると、エンジン回転数が増加することにより、エンジン振動入力は慣性加振力領域となって上下方向に同位相となり、この状態でサブフレームバウンス共振領域となると、図7に示すように、流体エンジンマウント17及びエンジンマウント18に入力されるエンジン振動入力が同位相であるが、流体エンジンマウント17の伝達位相が逆位相、エンジンマウント17の伝達位相が同位相となるので、サブフレーム6には流体エンジンマウント17及び18を介して互いに逆位相の振動が伝達されるため、バウンス共振を励起しにくくなり、サブフレーム6のバウンス振動を抑制することができる。

【0025】さらに、エンジン振動が慣性加振力領域で上下方向に同位相のエンジン振動入力でその振動周波数がバウンス共振周波数 $f_B$ より高いロール共振周波数 $f_R$ 付近となってサブフレームロール共振領域となると、図8に示すように、流体エンジンマウント17及びエンジンマウント18に入力されるエンジン振動入力が同位相であるが、流体エンジンマウント17は設定されたバ

ウンス共振周波数  $f_B$  を超えているので、伝達位相が同位相に近い状態でエンジンマウント 18 の伝達位相よりは位相が進んだ状態となり、流体エンジンマウント 17 とエンジンマウント 18 の位相差によって、ロール共振を励起しにくくなり、サブフレーム 6 のロール振動を抑制することができる。

【0026】さらにまた、エンジン振動が慣性加振力領域で上方向に同位相のエンジン振動入力でその振動周波数がロール共振周波数  $f_R$  より高いピッチ共振周波数  $f_P$  付近となってサブフレームピッチ共振領域となっても、図 9 に示すように、流体エンジンマウント 17 及びエンジンマウント 18 に入力されるエンジン振動入力が同位相であり、流体エンジンマウント 17 及びエンジンマウント 18 の伝達位相が同相側を維持するので、サブフレーム 6 には流体エンジンマウント 17 及びエンジンマウント 18 を介して互いに同位相の振動が伝達されるため、ピッチ共振を励起しにくくなり、サブフレーム 6 のピッチ振動を抑制することができる。

【0027】ここで、有限要素法を適用してエンジンに加振力を与えたときに、エンジンマウント 16、流体エンジンマウント 17 及びエンジンマウント 18 を介してサスペンションメンバーから車体に伝達される伝達力を計算し、この車体への伝達力と運転席耳位置でのこもり音との関係を実験値から求めておくことにより、両者を掛け合わせたこもり音のシミュレーション結果を図 10 に示す。

【0028】このシミュレーション結果から明らかなように、上記第 1 の実施形態では、実線図示のように、サブフレームバウンスマードでは一方の流体エンジンマウント 17 の伝達位相を逆位相とすることにより、点線図示の従来例に比較してバウンスマード共振周波数領域でのこもり音を大幅に低減することができることが確認された。

【0029】なお、上記第 1 の実施形態においては、右側フレーム部材 10 で慣性主軸 15 を挟むエンジンマウントの内、前側のエンジンマウントを流体共振を持つ流体エンジンマウント 17 とした場合について説明したが、これに限定されるものではなく、慣性主軸 15 の後ろ側のエンジンマウント 18 を流体エンジンマウントとして設定するようにしてもよい。

【0030】また、上記第 1 実施形態においては、右側フレーム部材 10 に慣性主軸 15 を挟んで 2 つのエンジンマウントを配置する場合について説明したが、これに限定されるものではなく、右側フレーム部材 10 に慣性主軸と交差する位置にエンジンマウントを配置し、左側フレーム部材 9 に慣性主軸 15 を挟んで 2 つのエンジンマウントを配置し、その何れか一方を流体エンジンマウントで構成するようにしてもよく、さらには左側フレーム部材 9 及び右側フレーム部材 10 の双方で慣性主軸 15 を挟んで 2 つのエンジンマウントを形成し、これらの何れか一方を流体エンジンマウントで構成するようにし

てもよい。

【0031】次に、本発明の第 2 の実施形態を図 11 ~ 図 16 について説明する。この第 2 の実施形態は、慣性主軸 15 を挟む 2 つのエンジンマウントの双方を流体エンジンマウントとし、それらの流体共振周波数を異なるようにしたものである。すなわち、第 2 の実施形態では、図 11 に示すように、前述した第 1 の実施形態におけるサブフレーム 6 における右側フレーム部材 10 に配設したエンジンマウントを流体エンジンマウント 28 とし、その位相特性を図 13 (a) に示すように逆位相側のピークがサブフレーム 6 のロール共振周波数  $f_R$  で現れ、その他の周波数域で  $0^\circ$  に近い同位相となるようにチューニングされていると共に、絶対バネ特性も図 13 (b) に示すようにロール共振周波数  $f_R$  で低バネ特性から高バネ特性に変化するようにチューニングされていることを除いては前述した第 1 の実施形態と同様の構成を有し、図 3 との対応部分には同一符号を付し、その詳細説明はこれを省略する。

【0032】この第 2 の実施形態では、サブフレーム 6 がバウンスマード共振する場合に、流体 17 の位相特性は逆位相側になり、流体エンジンマウント 28 ではまだ共振周波数に達していないので、伝達特性の位相変化は生じない。次に、サブフレーム 6 のロール共振付近では、エンジンマウント 28 の位相特性は逆位相側になっているが、エンジンマウント 17 ではもう共振を過ぎており、位相特性は同位相側に復帰している。

【0033】また、サブフレームバウンスマード共振での流体共振より十分低い周波数では、バネ定数、位相特性とともに略等しくなっており、さらに流体共振より十分高いサブフレームピッチ共振付近でも、両流体エンジンマウント 17、28 の共振周波数は過ぎており、バネ定数、位相特性ともに略等しくなっている。サブフレームバウンスマード共振は、流体エンジンマウント 17 と流体エンジンマウント 28 の位置で、同相の振動となっている。サブフレームロール共振は、車両前後方向を軸にして、左右方向の略中央位置でノードとなる振動モードのため、流体エンジンマウント 17 と流体エンジンマウントの位置で同相の振動となり、さらに、サブフレームピッチ共振は、流体エンジンマウント 17 及び 28 間に車両左右方向の軸でノードを持つため、流体エンジンマウント 17 と流体エンジンマウント 28 の位置で逆位相の振動モードとなっている。

【0034】次に、上記第 2 の実施形態の動作を説明する。今、エンジン 3 がアイドリング状態にあるときには、燃焼加振力によってエンジン 3 を慣性主軸 15 周りに回転させる振動が発生するので、前述した図 6 に示すように、流体エンジンマウント 17 及び 28 に対して互いに逆相のエンジン振動入力が与えられる。このときの振動周波数は 20 ~ 25 Hz 程度であり、サブフレームバウンスマード共振周波数  $f_B$  より低い周波数であるので、両

流体エンジンマウント17及び28は同位相の伝達特性となり、サブフレーム6には近接する流体エンジンマウント17及び28で互いに逆方向の力が作用するので、両者がキャンセルされて、サブフレーム6の振動が抑制される。

【0035】このアイドリング状態から車両を発進させて走行を開始させると、エンジン回転数が増加することにより、エンジン振動入力は慣性加振力領域となって上下方向に同位相となり、この状態でサブフレームバウンス共振領域となると、図14に示すように、流体エンジンマウント17及び28に入力されるエンジン振動入力が同位相であるが、流体エンジンマウント17の伝達位相が逆位相、流体エンジンマウント17の伝達位相が同位相となるので、サブフレーム6には流体エンジンマウント17及び28を介して互いに逆位相の振動が伝達されるため、バウンス共振を励起しにくくなり、サブフレーム6のバウンス振動を抑制することができる。

【0036】さらに、エンジン振動が慣性加振力領域で上下方向に同位相のエンジン振動入力でその振動周波数がバウンス共振周波数 $f_B$ より高いロール共振周波数 $f_R$ 付近となってサブフレームロール共振領域となると、図15に示すように、流体エンジンマウント17及び28に入力されるエンジン振動入力が同位相であるが、流体エンジンマウント17は設定されたバウンス共振周波数 $f_B$ を超えており、伝達位相が同位相に復帰するが、流体エンジンマウント28の伝達位相が逆位相となるので、サブフレーム6には流体エンジンマウント17及び28を介して互いに逆位相の振動が伝達されるため、ロール共振を励起しにくくなり、サブフレーム6のロール振動を抑制することができる。

【0037】さらにまた、エンジン振動が慣性加振力領域で上方向に同位相のエンジン振動入力でその振動周波数がロール共振周波数 $f_R$ より高いピッチ共振周波数 $f_P$ 付近となってサブフレームピッチ共振領域となると、図16に示すように、流体エンジンマウント17及び28に入力されるエンジン振動入力が同位相であるが、流体エンジンマウント28は設定されたロール共振周波数 $f_R$ を超えており、伝達位相が同位相に復帰することにより、両流体エンジンマウント17及び28の伝達位相が同位相となるので、サブフレーム6には流体エンジンマウント17及び28を介して互いに同位相の振動が伝達されるため、ピッチ共振を励起しにくくなり、サブフレーム6のピッチ振動を抑制することができる。

【0038】ここで、有限要素法を適用してエンジンに加振力を与えたときに、エンジンマウント16及び流体エンジンマウント17, 28を介してサスペンションメンバーから車体に伝達される伝達力を計算し、この車体への伝達力と運転席耳位置でのこもり音との関係を実験値から求めておくことにより、両者を掛け合わせたこもり音のシミュレーション結果を図17に示す。

【0039】このシミュレーション結果から明らかのように、上記第2の実施形態では、実線図示のように、サブフレームバウンスモードでは一方の流体エンジンマウント17の伝達位相を逆位相とすることにより、点線図示の従来例に比較してバウンス共振周波数領域でのこもり音を大幅に低減することができ、また、ロール共振モードでも、他方の流体エンジンマウント28の伝達位相を逆位相とすることにより、ロール共振周波数領域でのこもり音を従来例に比較して低減することができ、さらに、ピッチ共振モードでも流体エンジンマウント17, 28の伝達位相を同位相とすることにより、ピッチ共振周波数領域でのこもり音を低減することができることが確認された。

【0040】なお、上記第2の実施形態においても、流体エンジンマウント17及び28の慣性主軸15を挟む位置関係を前後逆関係とすることもでき、また左側フレーム部材9側に慣性主軸15を挟んで2つの流体エンジンマウント17及び28を配設し、右側フレーム部材10の慣性主軸15と交差する位置にエンジンマウント16を配設するようにしてもよく、さらには左側フレーム部材9及び右側フレーム部材10の双方に慣性主軸15を挟む2つの位置に流体エンジンマウントを配設するようにしてよい。

【0041】次に、本発明の第3の実施形態を図18～図20について説明する。この第3の実施形態は、パワーユニット5をサブフレーム6で支持する場合に代えて車体フレームに直接エンジンマウントを配置してパワーユニット5を支持するようにしたものである。すなわち、第3の実施形態は、図18及び図19に示すように、車体フレーム31のエンジンルームに対応する位置に所定間隔を保って前後方向に延長するフロントサイドメンバー32, 33これらフロントサイドメンバー32, 33の前後端部において両者間を連結するフロントクロスマンバー34, 35が井桁状に配設され、図19に示すように、一方のフロントサイドメンバー32のパワーユニット5の慣性主軸15と交差する位置にゴムブッシュ等で構成されるエンジンマウント36が配設され、他方のフロントサイドメンバー33の平面から見て慣性主軸15を挟む前後位置に流体エンジンマウント37, 38が配設されている。

【0042】そして、エンジンマウント36に変速機4の左端が支持され、流体エンジンマウント37, 38にエンジン3の右端が支持されている。そして、一方の流体エンジンマウント37は、その位相特性の逆位相側のピークが図20(a)で実線図示のように比較的低い周波数領域で発生する曲げ2節又は曲げ3節の車体フレームの弾性曲げ共振周波数 $f_{EB}$ で現れ、他の周波数域では $0^\circ$ に近い同位相となるチューニングされていると共に、絶対バネ特性も図20(b)で実線図示のように弹性曲げ共振周波数 $f_{EB}$ で低バネ特性から高バネ特性に変

化するようにチューニングされ、他方の流体エンジンマウント38は、その位相特性の逆位相側のピークが図18(a)で点線図示のように弾性曲げ共振周波数より高い車体フレームの揺れ共振周波数 $f_T$ で現れ、他の周波数域で0°に近い同位相となるようにチューニングされていると共に、絶対バネ特性も図18(b)で点線図示のように揺れ共振周波数 $f_T$ で低バネ特性から高バネ特性に変化するようにチューニングされている。

【0043】この第3の実施形態によると、車体フレーム31に曲げ2節又は曲げ3節の弾性曲げ共振周波数 $f_{EB}$ の領域となる振動入力が伝達されると、図21に示すように、フロントサイドメンバー32, 33が上下方向に揺動することになり、前述した第1及び第2の実施形態におけるサブフレームのバウンス共振と同様の状態となる。この状態では、第2の実施形態と同様に、流体エンジンマウント37の伝達位相が振動入力の位相に対し逆位相となり、流体エンジンマウント38の伝達位相が振動入力の位相に対して同位相となることにより、パワーユニット5からの振動入力による弾性曲げ共振を励起にくくなり、車室内のこもり音の発生を抑制することができる。

【0044】また、車体フレーム31に揺れ共振周波数 $f_T$ の領域となる振動入力が伝達されると、図22に示すように、フロントクロスマンバー34, 35が正面からみて右下がりの状態及び左下がりの状態を繰り返すことになり、前述した第1及び第2の実施形態におけるサブフレームのロール共振と同様の状態となる。この状態では、第2の実施形態と同様に流体エンジンマウント37が弾性曲げ共振周波数 $f_{EB}$ を超える状態となるので、伝達位相が振動入力の位相に対して同位相に復帰し、これに代えて流体エンジンマウント38が振動入力の位相に対して逆位相となることにより、パワーユニット5からの振動入力による揺れ共振を励起にくくなり、車室内のこもり音の発生を抑制することができる。

【0045】なお、上記第3の実施形態においても、変速機4側のフロントサイドメンバー33に慣性主軸と交差する位置に1つのエンジンマウント36を配設する場合について説明したが、これに限定されるものではなく、慣性主軸を挟んで2つのエンジンマウントを配設するようにしてもよく、これらエンジンマウントを流体エンジンマウントで構成するようにしてもよい。

【0046】また、上記第3の実施形態においては、エンジン3側の慣性主軸を挟む2つのエンジンマウントを流体エンジンマウント37, 38で構成する場合について説明したが、前述した第1の実施形態と同様に、何れか一方のみを流体エンジンマウント37で構成し、他方を通常のゴムブッシュ等のエンジンマウントで構成するようにしても、前述した第1の実施形態と同様の弾性曲げ共振領域におけるこもり音を大幅に低下することができる。

## 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態を示す概略側面図である。

【図2】本発明を適用し得るサブフレームを示す模式的斜視図である。

【図3】図2の平面図である。

【図4】サブフレームの共振モードを示す説明図であり、(a)はバウンス共振モード、(b)はピッチ共振モード、(c)はロール共振モードを示す。

10 【図5】第1の実施形態における流体エンジンマウントのエンジンマウント特性を示す説明図である。

【図6】第1の実施形態のアイドル振動時の動作の説明に供する説明図である。

【図7】第1の実施形態のバウンス共振時の動作の説明に供する説明図である。

【図8】第1の実施形態のロール共振時の動作の説明に供する説明図である。

【図9】第1の実施形態のピッチ共振時の動作の説明に供する説明図である。

20 【図10】第1の実施形態の周波数とこもり音との関係のシミュレーション結果を示す特性線図である。

【図11】本発明の第2の実施形態を示す模式的斜視図である。

【図12】図11の平面図である。

【図13】第2の実施形態における流体エンジンマウントのエンジンマウント特性を示す説明図である。

【図14】第2の実施形態のバウンス共振時の動作の説明に供する説明図である。

【図15】第2の実施形態のロール共振時の動作の説明に供する説明図である。

30 【図16】第2の実施形態のピッチ共振時の動作の説明に供する説明図である。

【図17】第2の実施形態の周波数とこもり音との関係のシミュレーション結果を示す特性線図である。

【図18】本発明の第3の実施形態を示す模式的斜視図である。

【図19】図18のフロント側の平面図である。

【図20】第3の実施形態における流体エンジンマウントのエンジンマウント特性を示す説明図である。

40 【図21】第3の実施形態における弾性曲げ共振モードの説明に供する説明図である。

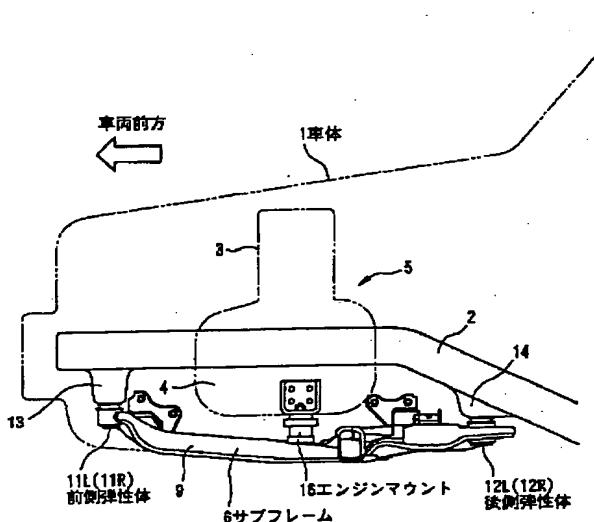
【図22】第3の実施形態における揺じり共振モードの説明に供する説明図である。

## 【符号の説明】

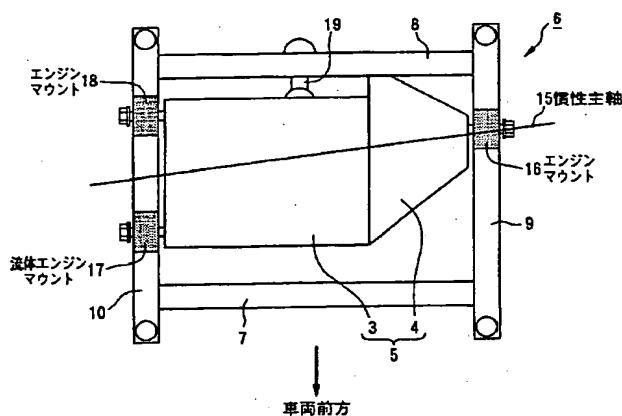
- 1 車体
- 2 サイドメンバー
- 3 エンジン
- 4 変速機
- 5 パワーユニット
- 6 サブフレーム

- 1 5 慣性主軸  
 1 6 エンジンマウント  
 1 7 流体エンジンマウント  
 1 8 エンジンマウント  
 2 8 流体エンジンマウント

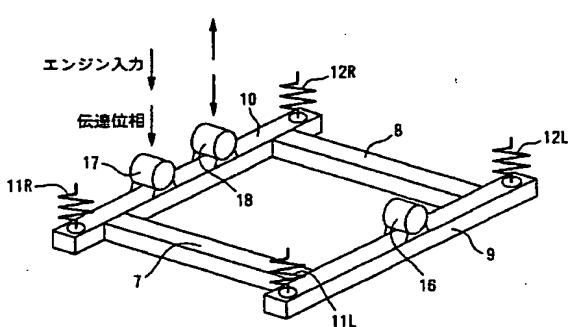
【図1】



【図3】

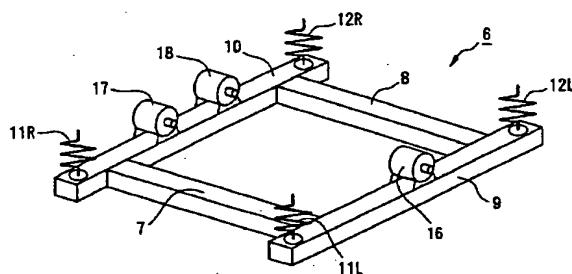


【図6】

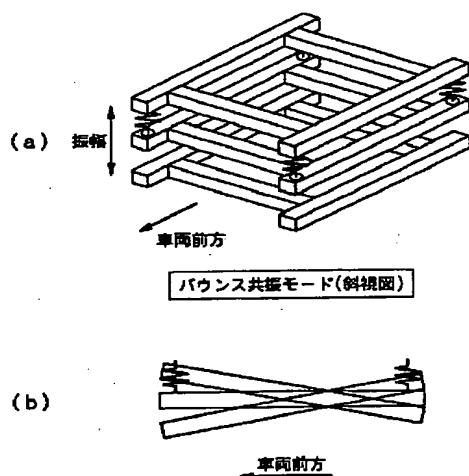


- 3 1 車体フレーム  
 3 2, 3 3 フロントサイドメンバー  
 3 4, 3 5 フロントクロスメンバー  
 3 6 エンジンマウント  
 3 7, 3 8 流体エンジンマウント

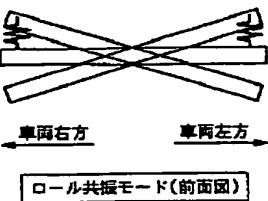
【図2】



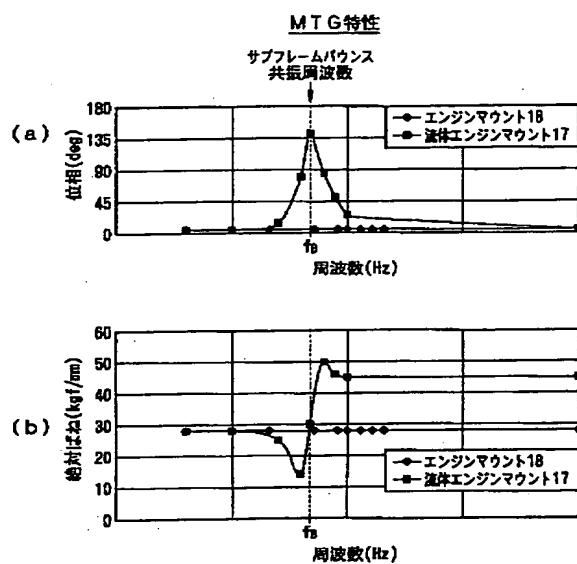
【図4】



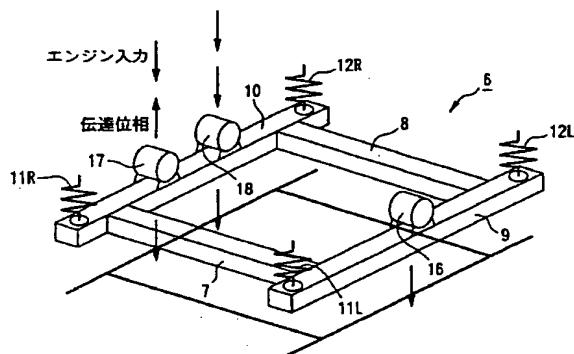
(c)



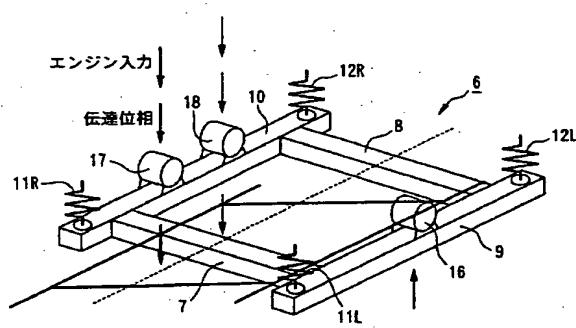
【図5】



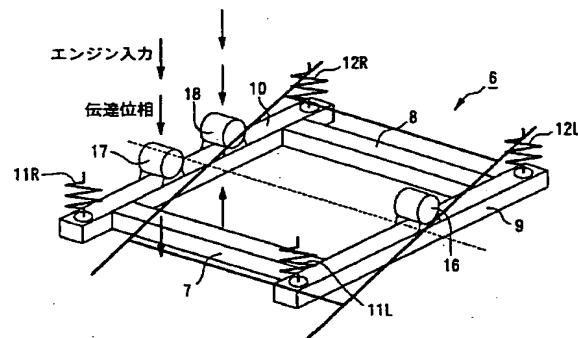
【図7】



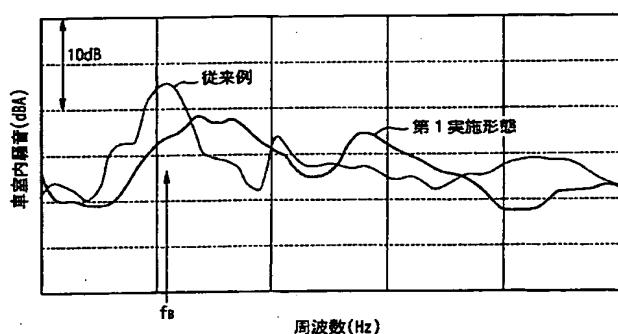
【図8】



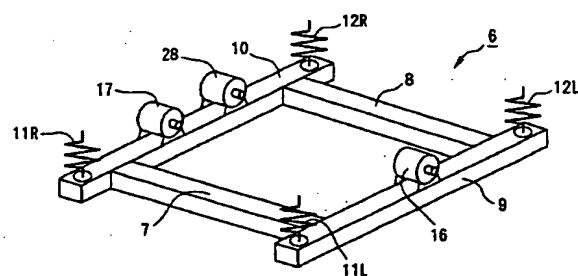
【図9】



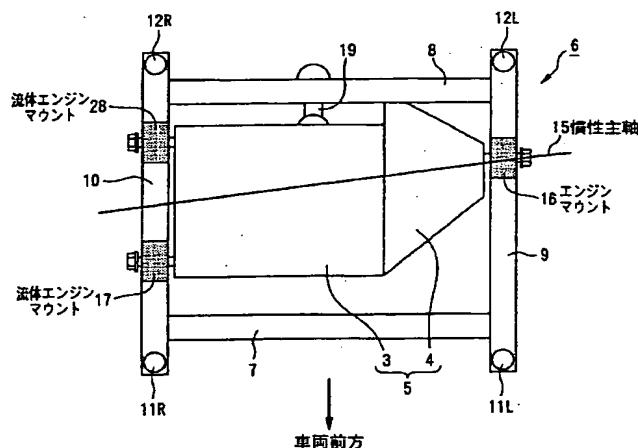
【図10】



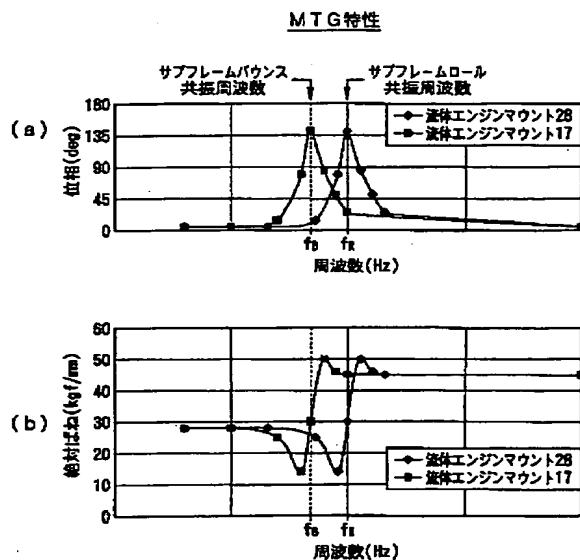
【図11】



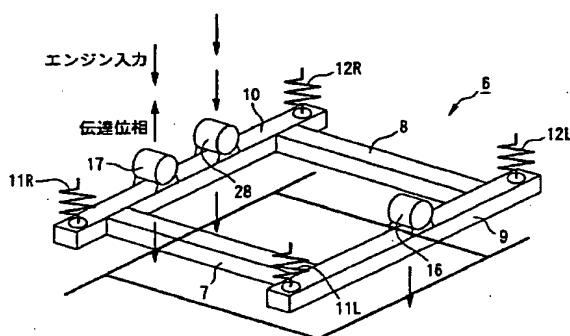
【図12】



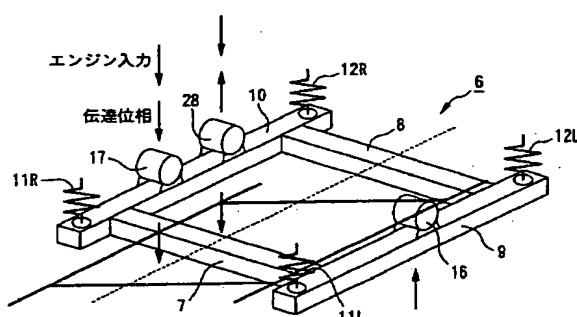
【図13】



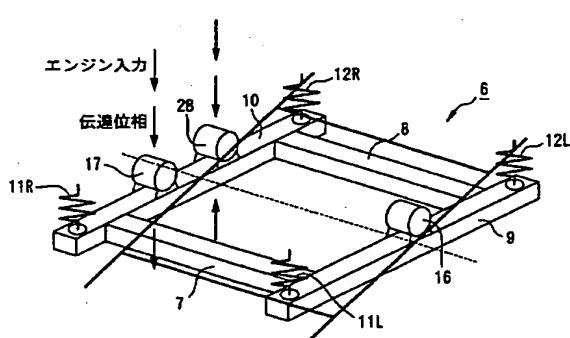
【図14】



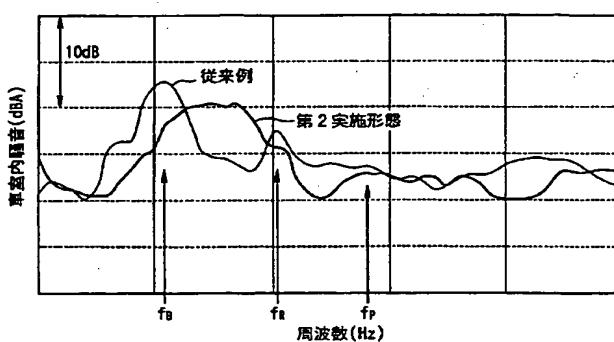
【図15】



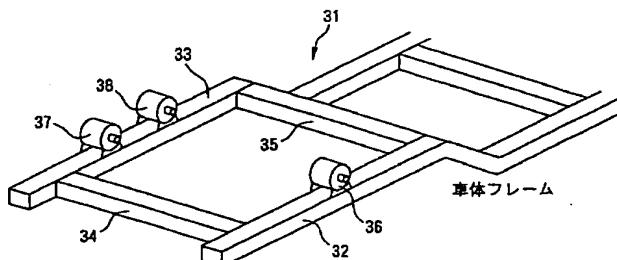
【図16】



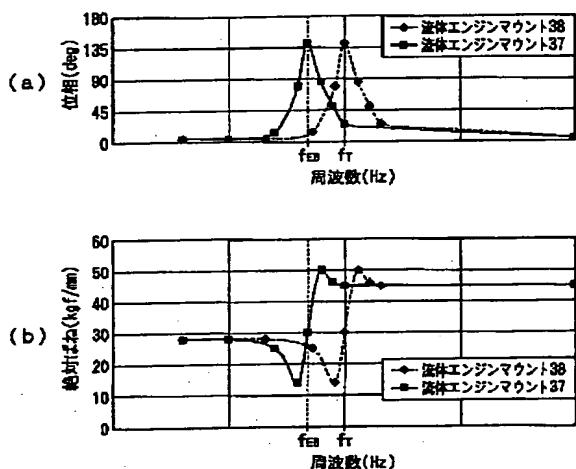
【図17】



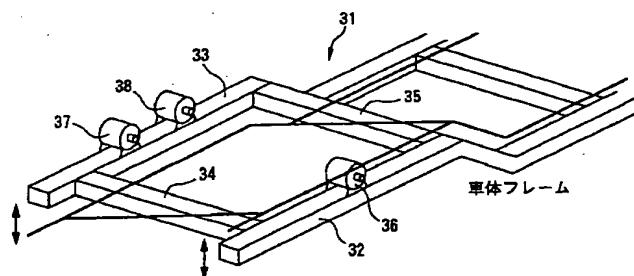
【図18】



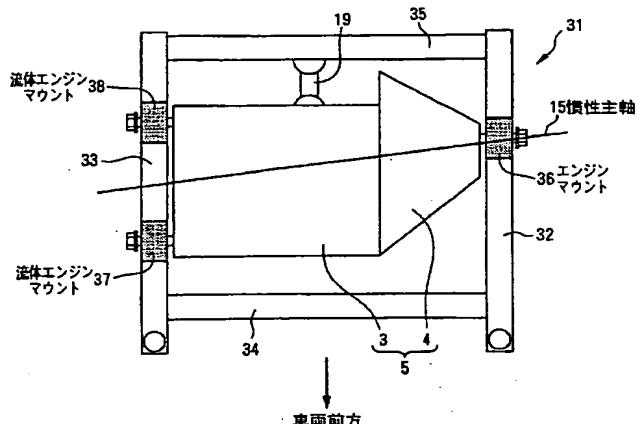
【図20】



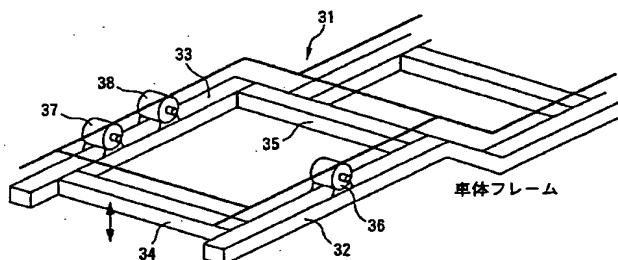
【図22】



【図19】



【図21】



フロントページの続き

(72) 発明者 村上 一志  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(72) 発明者 長谷川 昭彦  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

F ターム(参考) 3D035 CA02 CA14 CA19  
3J047 AA01 FA02 GA03  
3J048 AA05 AC04 AD01 CB23 DA01  
EA01